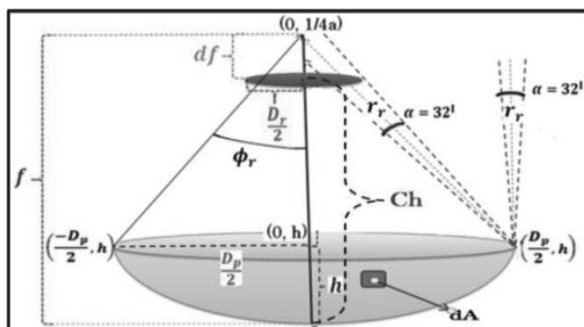


Proyección de un Sistema Dish/Stirling para Generación Distribuida

SEBASTIÁN MENDOZA*
JUAN RICARDO VIDAL**
VLADIMIR MELIÁN COBAS*
ELECTO EDUARDO SILVA*
YURI ULIANOV LÓPEZ**



Resumen

En este trabajo se presenta una metodología para el cálculo de sistemas Dish/Stirling, a partir de la variación de factores climáticos que intervienen en el comportamiento térmico, tales como: la velocidad del viento, la temperatura ambiente y la irradiación solar. Modelos matemáticos —previamente validados— del disco solar y del motor Stirling fueron incorporados a esta metodología con el fin de proyectar el sistema Dish/Stirling y así operar en la ciudad de Itajubá, en el estado de Minas Gerais, Brasil. Los factores climáticos de todo el año 2010 fueron suministrados por la estación meteorológica de la Universidad Federal de Itajubá (Unifei-Brasil). Como resultado de este trabajo, se tiene el diseño de un sistema de generación de energía eléctrica con capacidad de 5,3 kW, utilizando un disco paraboloide de 7,3 metros de diámetro y un motor Stirling tipo alfa. En la elaboración de los modelos matemáticos se utilizó MATLAB y FORTRAN como herramientas computacionales.

(*)Universidad Federal de Itajubá, Av. BPS, 1303, Barrio Pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.

(**)Universidad Autónoma de Occidente, calle 25 # 115 - 85 km 2 Vía Cali - Jamundí, Cali, Colombia.

Fecha de recepción: 15/05/2014 • Fecha de aceptación: 02/02/2015.

Palabras clave: irradiación solar, motor Stirling, colector solar, geometría solar, balance térmico.

Abstract

This paper shows a methodology for calculating of Dish/Stirling systems from the variation of climatic factors involved in the thermal behavior such as wind speed, temperature and solar irradiation. Mathematical models of the solar disk and the Stirling engine -previously validated- are incorporated into this methodology in order to make the Dish/ Stirling system be operated in Itajubá city, located in the state of Minas Gerais, Brazil. Climatic factors of 2010 were provided by the meteorological station of the Federal University of Itajubá (UNIFEI). MATLAB and FORTRAN were used in the development of mathematical models as computational tools. As a result of this work, the 5.3 kW electric power generation system with a paraboloid disk diameter of 7.3 meters and an alpha-type Stirling engine, is presented.

Keywords: type your keywords here, separated by semicolons.

La energía solar es una de las soluciones energéticas para el planeta, pues, además de ser una fuente inagotable y limpia en su funcionamiento, promueve la preservación del medio ambiente. En este contexto, surge la necesidad de buscar mecanismos eficientes y competitivos para la utilización de este tipo de energía renovable, fomentando el desarrollo y la mejora de las tecnologías en uso. Entre las tecnologías renovables se encuentran los sistemas térmicos solares de alta temperatura (propriadamente los sistemas Dish/Stirling) (Casals, 2001). Estos sistemas están conformados por tres elementos: un espejo colector, una superficie receptora para la conversión de energía térmica y un motor Stirling acoplado a un generador. Los sistemas Dish/Stirling están evolucionando en Europa y en los Estados Unidos, para la construcción de unidades independientes con potencias de salida entre 5-25 kW y alta eficiencia de conversión de luz solar en electricidad (entre 20-30 %) en condiciones nominales de operación, y, así mismo, para alcanzar relaciones de concentraciones geométricas superiores de 3000 soles, lo que permite alcanzar temperaturas entre 650 a 860 °C (Losada, 2009). Además de lo anterior, se puede decir que los motores Stirling vienen pasando por una gran evolución tecnológica, alcanzando eficiencias entre 30 y 40 % (Bancha & Somchai, 2005).

1. Introducción

Es predecible el hecho de que las fuentes de energía a base de petróleo, gas natural y carbón, se agotarán en un futuro; incluso ni las estimativas más optimistas de las reservas adicionales justifican su uso continuo (Shell, 2008). Además, es evidente que el desarrollo industrial y socioeconómico de un país depende fuertemente de las soluciones del problema de suministro de energía eléctrica; tanto así, que autores como Bassam (2001) relacionan el bajo desarrollo de las regiones aisladas con la falta de energía eléctrica.

Por otro lado, el sector energético está pasando por una transformación que trae oportunidades para la Generación Distribuida (GD), llevándola a sistemas de generación mixta donde los proveedores y los consumidores tendrán una variedad de tecnologías para su elección (Stephen, Clark & Simms, 2009). Por estos motivos, varias alternativas de energía renovable ya comenzaron a surgir buscando atender la demanda de energía mundial.

Nomenclatura

A_a	Área de abertura, m ²	St	Número de Stanton
A_r	Área del receptor en el motor	T	Temperatura
	Stirling, m ²	T_a	Temperatura ambiente, K
A_c	Área transversal	T_{sky}	Temperatura del aire, K
C_h	Altura de diseño del receptor, m	T_r	Temperatura del receptor, K
C_{max}	Concentración máxima geométrica	$Trf(3)$	(2) - pérdidas por fricción en el intercambiador frío
C_{Geome}	Concentración geométrica	$Trc(4)$	(3) - pérdidas por fricción en el intercambiador caliente
D_p	Diámetro de la parábola, m	$Trg(5)$	(4) - pérdidas por fricción en el regenerador
D_r	Diámetro del receptor, m	$Tcan(6)$	(5) - pérdidas por fricción en los tubos conectores lado frío
D_{hi}	Diámetro de hilo del regenerador		
F	Distancia focal, m	V	Velocidad
G_b	Irradiación solar directa		Símbolos griegos
f_s	Factor de sombra	ζ	Factor de pérdida por fricción
h_c	Coefficiente de convección	Ω	Velocidad del motor
ΔT	Diferencia de temperatura	η_r	Eficiencia del regenerador
K	Conductividad térmica	η_o	Eficiencia óptica
L	Longitud	η_{IT}	Eficiencia del motor Stirling
L_{re}	Longitud de regenerador	η_c	Eficiencia del colector
m	Flujo de masa	η_{rec}	Eficiencia del receptor
$Mec(2)$	(1) - pérdidas mecánicas	$\eta_{sistema}$	Eficiencia del sistema
m_w	Número de malla	ξ	Factor de pérdida por fricción
P	Presión media del gas de trabajo	ϕ	Ángulo de borde, rad
$PotAdi(1)$	Potencia de salida del modelo adiabático	τ_{abs}	Transmitancia
$Potsal$	(6) - pérdidas por histéresis en las cámaras de expansión y compresión	α_{abs}	Absortividad
$PotNeta$	Potsal - pérdidas por presión en el exterior del intercambiador de calor caliente	ε	Emisividad
Q	Calor intercambiado	σ	Constante Stefan-Boltzmann
Q_{abs}	Energía en el absorbedor, W	ρ	Densidad
$Q_{Convección}$	Pérdidas por convección, W	Ω	Velocidad del motor
$Q_{Radiación}$	Pérdidas por radiación, W	η_r	Eficiencia del regenerador
Q_{perd}	Pérdidas de calor, W		
Q_{util}	Energía útil, W		
r_r	Radio de borde, m		
R_t	Resistencia térmica total		
S	Perímetro del ducto		

2. Metodología de cálculo

Este trabajo desarrolla una metodología de cálculo para el dimensionamiento de un sistema de generación de energía eléctrica, utilizando sistemas Dish/Stirling. Para elaborar esta metodología, se consideraron algunos factores climáticos como: velocidad del viento, tempera-

tura ambiente y la irradiación solar de la ciudad de Itajubá M.G - Brasil. Esta metodología está estructurada en siete etapas que se muestran en la Figura 1.

Figura 1. Metodología de cálculo para sistemas Dish/Stirling

Fuente: elaboración propia.

La primera etapa (cuadro A) está representada por la potencia de diseño requerida a la salida del sistema. Cumplida la primera etapa, se realiza un estudio del comportamiento climático (cuadro B) del local donde será ubicado el sistema de generación, para determinar la viabilidad de implementación de esta tecnología según las condiciones climáticas antes establecidas. El cuadro C representa la proyección geométrica del Colector/Receptor; este diseño es importante porque influye directamente en el balance térmico del sistema. El cuadro D representa un análisis térmico para la verificación de la geometría proyectada anteriormente, basándose en modelos matemáticos validados previamente. En la siguiente etapa (cuadro E) se proyecta el motor Stirling, tomando como base los resultados del análisis térmico del sistema Colector/Receptor. El comportamiento del motor Stirling proyectado (cuadro F) es simulado con un modelo matemático previamente validado. Finalmente, viene la etapa de construcción y prueba del sistema.

3. Aplicación de la metodología de cálculo

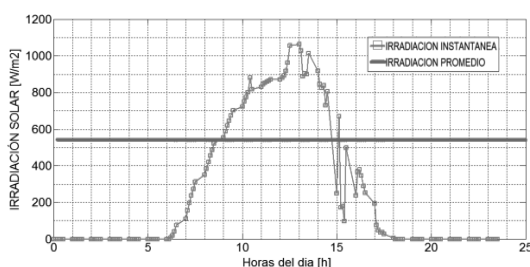
3.1 Potencia de diseño

El sistema se proyectó partiendo del requerimiento energético de 5 kW; potencia fijada por los autores como un objetivo preliminar de generación –a partir de energía solar– dentro del proyecto “Sistema Híbrido Solar-Biomasa”, que en la actualidad es desarrollado por el Núcleo de Excelencia en Generación Termoeléctrica y Distribuida (NEST), de la Universidad Federal de Itajubá.

3. 2 Comportamiento climático

3. 2. 1 Irradiación solar para la ciudad de Itajubá

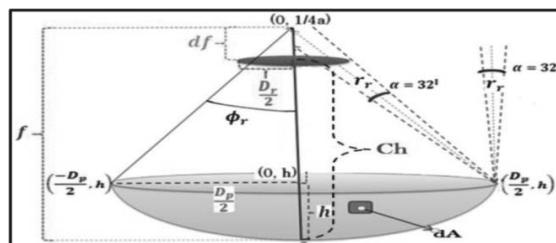
La irradiación solar varía de acuerdo con la masa de aire, que cambia constantemente desde el amanecer hasta el anochecer (Plasencia, Matos, Posadas & Cabrera, 2007). La Figura 2 muestra la variación de la irradiación solar en un día típico en la ciudad de Itajubá. El comportamiento de la irradiación solar está afectado por diferentes factores climáticos como: la velocidad del viento, nubosidad frecuente, pluviosidad, etc., disminuyendo la cantidad de flujo energético.

Figura 2. Variación de la irradiación solar en la ciudad de Itajubá durante el día 14/04/2010

Fuente: elaboración propia.

3. 3 Proyección del Colector/Receptor

El diseño del disco paraboloide de revolución, se realizó a partir de datos de irradiación solar y de la potencia eléctrica requerida del sistema, teniendo en cuenta todos los parámetros geométricos mostrados en la Figura 3 y definidos en la nomenclatura.

Figura 3. Distancias equivalentes del Colector/Receptor solar

Fuente: elaboración propia.

El modelo geométrico está basado en fórmulas matemáticas presentadas en la Tabla 1, que ayudan a establecer la forma y dimensión correcta, a fin de determinar una buena intercepción de los rayos solares para maximizar la energía en la superficie del receptor. Este modelo geométrico arrojó los resultados que se muestran en la Tabla 2. Estos son similares a los del sistema comercial SBP - Schlaich Bergermann auf Partner (Stine & Diver, 1994).

Tabla 1. Fórmulas matemáticas utilizadas en el modelo geométrico

Superficie del Colector/Receptor	$A_a = \frac{\pi}{4} D_p^2; A_r = \frac{\pi}{4} D_r^2$ (1)	(Ramírez, 1989)
Ángulo de borde	$\phi_r = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{f}{D_p}}{(16(\frac{f}{D_p})^2 - 1)} \right)$ (2)	(Rabl, 1978)
Distancia focal de diseño	$C_h = f - (f - \frac{1}{4f} * \frac{D_p^2}{4}) * \frac{D_r}{D_p}$ (3)	(Gaven & Bannerot, 1984)
Concentración solar	$C_{max} = \left(\frac{\sin \phi_r \cos (\phi_r + 0,267^\circ + \frac{\delta}{2})}{\sin (0,267^\circ + \frac{\delta}{2})} \right)^2$ (4)	(Batista, 2007)

Fuente: elaboración propia.

Tabla 2. Resultados obtenidos para diferentes dimensiones de diseño

Diámetro del colector [m]	7.3
Superficie del colector [m²]	41.854
Ángulo de borde [rad]	0.7896
Foco geométrico [m]	4.38
Foco de diseño 1 [m]	4.29
Concentración geométrica	9544
Concentración de diseño	1800
Concentración real	1624
Diámetro del receptor [m]	0.173
Superficie del receptor [m²]	0.023

Fuente: elaboración propia.

3. 4 Análisis de resultados del sistema Colector/Receptor

En el sistema Dish/Stirling, el intercambio de energía entre la superficie del receptor y la superficie del intercambiador de calor caliente del motor Stirling, presentan la mayoría de pérdidas térmicas del sistema de generación global. Para la verificación de los resultados del diseño elaborado anteriormente, se utilizó el procedimiento de modelación matemática, con el objetivo de simular el comportamiento de este en condiciones climáticas reales. En la Tabla 3 se muestran las principales ecuaciones empleadas para dicha modelación matemática.

Tabla 3. Fórmulas matemáticas utilizadas para la modelación matemática del sistema Colector/Receptor

Energía útil	$Q_{util} = Q_{abs} - Q_{perd}$ (5)	(Wao et al., 2009)
Energía en el absorbedor	$Q_{abs} = \eta_o * A_a * G_e$ (6)	(Wao et al., 2009)
Eficiencia óptica	$\eta_o = [f_s * \rho * \gamma * \cos \theta_i] * \tau_{abs} * \alpha_{abs} * F$ (7)	(Jaramillo, 1998)
Pérdidas de calor	$Q_{perd} = (Q_{Radiação} + Q_{Convecção})$ (8)	(Jaramillo, 1998)
Eficiencia del colector	$\eta_{conc} = f_s (\cos \theta_i) \rho$ (9)	(Stine & Diver, 1994)
Pérdidas por radiación	$Q_{Radiação} = \varepsilon * \sigma * A_r * (T_r^4 - T_{sky}^4)$ (10)	(Bancha & Somchai, 2005)
Pérdidas por convección	$Q_{Convecção} = h_c * A_r * (T_r - T_a)$ (11)	(Bancha & Somchai, 2005)
Eficiencia del motor	$\eta_{IT} = k_s (1 - \frac{T_c}{T_{rec}})$ (12)	(Bancha & Somchai, 2005)

Fuente: elaboración propia.

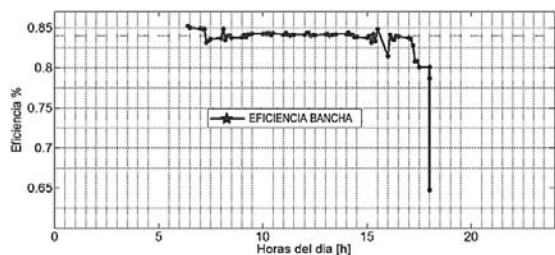
Este modelo calcula, entre otras cosas, la eficiencia del receptor que, junto con un estimado de la eficiencia del motor Stirling, permite obtener la eficiencia global y la potencia eléctrica de generación del sistema en cada instante de tiempo.

3. 4. 1 Eficiencia del receptor

La eficiencia del receptor está definida como la cantidad de energía que es entregada al fluido de trabajo del motor Stirling, dividido por el flujo solar que alcanza en la cavidad del receptor (Kaushika & Reddy, 1999). Esta fue calculada a partir de la expresión mostrada en la Ecuación (13), donde se tienen en cuenta condiciones climatológicas reales como: la velocidad del viento para calcular las pérdidas por convección, la temperatura ambiente y la irradiación solar.

$$\eta_{rec} = \frac{G_b * A_r * C_{Geom} - \sigma \epsilon A_r (T_r^4 - T_a^4) - h_c A_r (T_r - T_a)}{G_b A_{colector}} \quad (13)$$

Figura 4. Variación de la eficiencia del receptor durante un día solar típico



Fuente: elaboración propia.

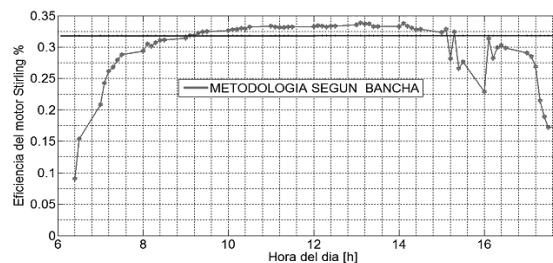
En la Figura 4 se observa la variación de la eficiencia del receptor en condiciones climáticas reales (en la ciudad de Itajubá, el día 14 de abril de 2010), donde su valor oscila entre 83-85 %, debido al alto valor de temperatura en el receptor (850 °C) y al valor de concentración solar de 1800 soles.

3. 4. 2 Eficiencia del motor Stirling

Para estimar la eficiencia del motor, se debe tener en cuenta que esta se encuentra limitada por la eficiencia de Carnot, que representa la máxima eficiencia de conversión posible. Para el caso de estudio, se utiliza la Ecuación (12) de la Tabla 3, donde Ks es el coeficiente Stirling, definido como la fracción de la eficiencia del ciclo ideal Stirling, que se puede obtener con la tecnología actual. Los valores Ks están comprendidos entre

0.55 - 0.88 (Bancha & Somchai, 2005). La Figura 5 muestra el comportamiento de la eficiencia del motor Stirling para el día 14 de abril de 2010, con un valor máximo de 34.5 % (teniendo en cuenta la variación de la temperatura ambiente).

Figura 5. Eficiencia del motor Stirling durante un día solar típico



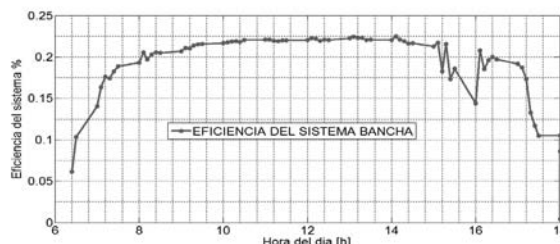
Fuente: elaboración propia.

3. 4. 3 Eficiencia del sistema

Para la eficiencia general del sistema solar ($\eta_{sistema}$) que se muestra en la Figura 6, se tienen en cuenta los siguientes factores:

$$\eta_{sistema} = \eta_c * \eta_r * \eta_{IT} * \eta_{generador} \quad (14)$$

Figura 6. Variación de la eficiencia del sistema durante un día solar típico



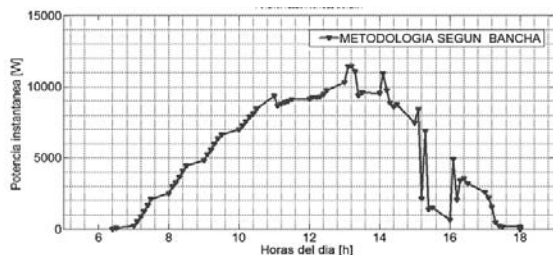
Fuente: elaboración propia.

Dado que los generadores eléctricos modernos tienen eficiencias que pueden superar valores del 96 %, un valor asumido –para el generador en estudio– de 94 %, es conservador. Sin embargo, este valor permite absorber la paulatina caída de eficiencia en el tiempo. El comportamiento de la eficiencia del sistema para el día 14 de abril de 2010, se muestra en la Figura 6, donde la eficiencia máxima del sistema Dish/Stirling está entre el 22- 23,5 %.

3. 4. 4 Potencia eléctrica

La potencia eléctrica del sistema varía de acuerdo con las condiciones climáticas enunciadas en el ítem 3. La Figura 7 muestra una predicción de la potencia generada para las condiciones del día de referencia, donde se observa que la potencia eléctrica alcanza un máximo de 12 kW. Esto se debe al comportamiento de la irradiación solar en ese punto del día (13h: 15 min). Para efectos de diseño, la potencia eléctrica promedio —obtenida del muestreo de varios días típicos del año— está en el rango de 4,7-8,2 kW.

Figura 7. Variación de la potencia eléctrica instantánea a la salida del sistema Dish/Stirling durante un día solar típico



Fuente: elaboración propia.

La potencia eléctrica es calculada por medio de la Ecuación (15), donde la irradiación solar G_b está variando cada 10 minutos durante el día.

$$P_{\text{Eléctrica}} = \eta_{\text{sistema}} * A_{\text{colector}} * G_b \text{ [W]} \quad (15)$$

3. 5 Proyección del motor Stirling

El motor es proyectado utilizando el mecanismo de biela-manivela de una motocicleta de dos pistones y con una carrera de 70 cm en cada uno de estos; generando así un motor Stirling con configuración alfa. Los parámetros del motor proyectado se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4. Parámetros de diseño del motor Stirling

Datos generales del motor		
Velocidad de operación	1800	[RPM]
Presión media efectiva	120	[bar]
Desplazamiento del pistón de compresión	0.07	[m]
Diámetro pistón de expansión	0.055	[m]
Carrera del pistón de expansión	0.07	[m]
Diámetro pistón de compresión	0.055	[m]
Ángulo de mecanismo	90	[°]
Volumen muerto en la compresión	15	[cm³]
Volumen muerto en la expansión	30	[cm³]
Longitud del pistón de expansión	0.05	[m]
Longitud del pistón de compresión	0.05	[m]
Eficiencia mecánica	80	[%]
Gas de trabajo	Helio	

Intercambiador de calor caliente		
Volumen muerto en los tubos conectores del lado caliente	100	[cm ³]
Longitud de los tubos	0.6	[m]
Número de tubos	40	
Diámetro interno de los tubos	0.003	[m]
Temperatura de la pared del tubo	850	°C
Intercambiador de calor frío		
Diámetro interno de los tubos	0.003	[m]
Longitud de los tubos	0.25	[m]
Número de tubos	120	
Temperatura de la pared	40	°C
Regenerador		
Diámetro de fio de la malla regeneradora	0.0001	[m]
Porosidad	69	[%]
Longitud del regenerador	0.05	[m]
Diámetro del regenerador	0.055	[m]
Tubos conectores lado frío		
Número de tubos	2	
Diámetro de cada tubo	0.02	[m]
Longitud de cada tubo	0.10	[m]

Fuente: elaboración propia.

La verificación del diseño del motor fue hecha con un modelo matemático desarrollado por el NEST para este tipo de equipos. Este modelo está basado en un modelo de segunda orden que integra los modelos matemáticos de los intercambiadores de calor, regenerador y accesorios. Las pérdidas que el modelo incorpora se describen a continuación:

Pérdida de la caída de presión (Walker, 1980)

$$P_p = \sum \left[\frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\dot{m}}{Ac} \right)^3 St L S \right]_{AR} + \sum \left[\xi \frac{\rho}{2} Ac V^3 \right] P_f \quad (16)$$

Pérdidas en el regenerador: la pérdida de la caída de presión (Ecuación 17) y las pérdidas térmicas (Ecuación 18) (Organ, 1997).

$$P_{reg} = \left[\xi \frac{\rho}{2} Ac \frac{L_{re}}{2 D_{hi}} \left[V \left(\frac{1}{1 - D_{hi} m_w} \right)^2 \right]^3 \right]_{Reg} \quad (17)$$

$$Q_{reg} = (1 - \eta_r) Q_r \quad (18)$$

Pérdida por histéresis: para un gas ideal, el trabajo está marcado por la relación presión/volumen, ya sea un proceso isotérmico o adiabático. En un gas real, hay una cierta cantidad de trabajo que se disipa (Youssef, Iskander & Ben, 2008). Uriel y Berchowitz (1984) proponen la siguiente expresión:

$$P_h = \sqrt{\frac{1}{32} \omega \gamma^3 (\gamma - 1) T_w P K_w \left(\frac{\Delta V}{V} \right)^2} A_w \quad (19)$$

Transferencia de calor debido a la diferencia de temperatura entre las partes calientes y frías del motor (Martini, 1983).

$$Q_{int} = \frac{KA\Delta T}{L} \quad (20)$$

Donde K es la conductividad térmica del material y A es el área efectiva de conducción.

Conducción Shuttle: ocurre en el pistón de expansión o en el desplazador, como resultado de un gradiente de temperatura. El pistón o desplazador absorbe calor del lado caliente y lo emite en el lado frío (Lundqvist, 1993).

$$Q_{shutt} = \frac{0.4E^2KgD\Delta T}{GLE} \quad (21)$$

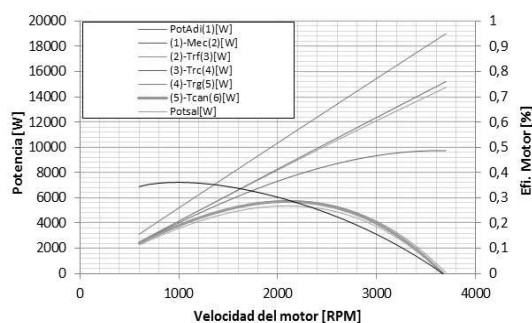
Donde E es la carrera del pistón, Kg es la conductividad térmica del gas, D es el diámetro del cilindro, G holgura cilindro-pistón y Le es la longitud equivalente del pistón.

Pérdidas mecánicas: debido a la fricción de los anillos del pistón, sellos, rodamientos, piñones y bombeo de aceite (Thombare & Verma, 2008). En este trabajo son asumidas en un 20 %.

3.6 Análisis del resultado del motor Stirling proyectado

La Figura 8 muestra la distribución de pérdidas de presión en los diferentes componentes y la eficiencia del motor proyectado. Se puede observar que las pérdidas más relevantes, en su orden, son las pérdidas en el regenerador y en el intercambiador de calor caliente, y las pérdidas mecánicas. Los resultados del modelo matemático coinciden con los valores de operación inicialmente proyectados: de 5 kW a 1800 RPM. La eficiencia del motor, según este modelo, concuerda con los valores medios arrojados por el modelo matemático del disco solar (32 %).

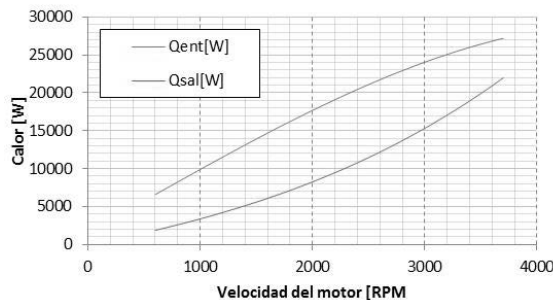
Figura 8. Distribución de pérdidas de presión y eficiencia térmica del motor Stirling



Fuente: elaboración propia.

La Figura 9 muestra la potencia térmica en los intercambiadores de calor del motor Stirling. El calor necesario para la operación del motor a 1800 RPM es de 16,2 kW, mientras que el calor que se debe retirar del motor es de 7,1 kW.

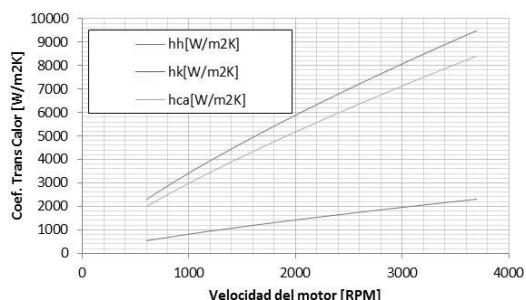
Figura 9. Potencia térmica en los intercambiadores de calor en función de la velocidad de rotación del motor



Fuente: elaboración propia.

Los coeficientes de transferencia de calor por convección que tienen los intercambiadores de calor [caliente (hh), frío (hk)] y los tubos conectores del lado frío (hca), se pueden observar en la Figura 10. El área transversal de estos componentes explica en gran medida la diferencia entre estos coeficientes. Estas áreas fueron calculadas teniendo en cuenta la cantidad de volumen muerto que se generaría con la geometría, y estas son las que, en teoría, mejor relación volumen muerto-potencia de salida presentan.

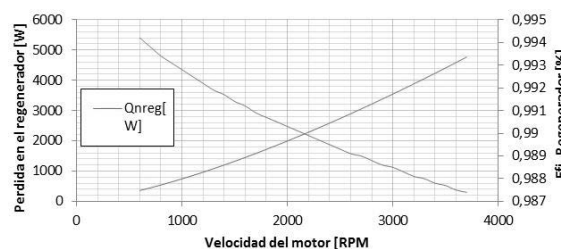
Figura 10. Coeficientes de transferencia de calor por convección en los intercambiadores de calor y en los tubos conectores, en función de la velocidad de rotación del motor



Fuente: elaboración propia.

El regenerador se proyectó balanceando la cantidad de volumen muerto, pérdidas de presión y su eficiencia. De esta forma, una baja porosidad aumenta su eficiencia, disminuye el volumen muerto, pero causa mayor pérdida de presión. De las diferentes configuraciones de malla regeneradora, la que presentó un mejor desempeño fue una malla con un 69 % de porosidad y un diámetro de hilo de 0.1 mm. En la Figura 11 se puede ver la variación de las pérdidas externas en el regenerador (Q_{nreg}) y la eficiencia (η_{reg}), en función de la velocidad del motor.

Figura 11. Pérdidas externas de calor y eficiencia del regenerador en función de la velocidad de rotación del motor



Fuente: elaboración propia.

4. Conclusiones

El trabajo presenta una metodología de cálculo práctica para dimensionar geoméricamente un Colector/Receptor y un motor Stirling a partir de datos climáticos, utilizando las ecuaciones propuestas en este documento. Se observó que la variación de la potencia eléctrica depende en

gran parte de la irradiación solar, teniendo picos de potencia que dificultan el dimensionamiento del motor.

Los resultados obtenidos por el modelo geométrico permitieron visualizar los ángulos, dimensiones y distancias pertinentes para maximizar la energía en el receptor, además de cumplir con el objetivo de suministrar la energía necesaria para que el motor generara los 5 kW que se propuso como objetivo.

El modelo geométrico del sistema solar y el modelo matemático para el motor Stirling demostraron que la correlación de la proyección del Colector/Receptor y la proyección del diseño del motor Stirling fueron consistentes en cuanto a potencia eléctrica generada y eficiencia del sistema.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer a la Coordinación de Perfeccionamiento de la Educación Superior (Capes), al Consejo Nacional de Desarrollo Científico y Tecnológico (CNPq) y a la Fundación para el Apoyo de la Investigación del Estado de Minas Gerais (Fapemig), por su colaboración y financiamiento en el desarrollo de este trabajo; también a la CPFL Energy y la Agencia Reguladora de la Electricidad de Brasil ANEEL (empresa de energía para la financiación del proyecto “Sistema Híbrido Solar/Biomasa”).

Referencias

- Bancha, K. & Somchai, W. (2005). Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine. *Renewable Energy*, 1 - 17.
- Bassam, E. (2001). Renewable energy for rural communities. *Renewable Energy*, 24, 401 - 408.
- Batista, R. L. (2007). Geração de energia elétrica com coletor solar e motor stirling. São Paulo: Universidad de São Paulo Escola Politécnica, Engenharia Mecânica.
- Casals, X. (2001). Energía solar térmica de alta temperatura como alternativa a las centrales térmicas convencionales y nucleares. Madrid: Universidad Pontificia de comillas.

- Gaven, H. M. & Bannerot, R. B. (1984). Optical and thermal analysis of parabolic trough solar collectors for technically less developed countries. Texas: University of Houston - University Park, Mechanical Engineering Department.
- Jaramillo S, O. A. (1998). Transporte de energía solar concentrada a través de fibras ópticas: Acoplamiento Fibra-Concentrador Estudio Térmico. Maestría en Energía Solar, Universidad Autónoma de México, Morelia.
- Kaushika, N. & Reddy, K. (1999). Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system. *Energy Conversion & Management*, 713 - 726.
- Losada, J. (2009). Análisis de un sistema de disco parabólico con motor Stirling. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Industrial.
- Lundqvist, G. (1993). Stirling cycle heat pumps and refrigerators. Doctoral thesis. Institutionen för Mekanisk. The Royal Institute of Technology.
- Martini, W. (1983). Stirling Engine Design Manual. 2 ed. United States: NASA, U.S. Department of Energy.
- Organ, A. (1997). The Regenerator and the Stirling Engine. Mechanical Engineering Publications.
- Plasencia, S. E., Matos, C. L., Posadas, A. & Cabrera, C. (2007). Estimación horaria de la irradiación solar total extraterrestre. *Revista del Instituto de Investigaciones FIGMMG*, 10, 72 - 77.
- Rabl, A. (1978). Optical and Thermal Analysis of Collectors. Paper presented at Solar Thermal Concentrating Collector Technology Symposium.
- Ramírez, C. A. (1989). Construcción e instalación de un concentrador solar tipo canal parabólica. Seminario de proyectos, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa.
- Shell. (2008). Escenarios energéticos Shell en 2050.
- Stephen, S., Clark, D. & Simms, A. (2009). Assessment of a Commercially Available Stirling Engine for use in Solar Powered Distributed Energy Applications. The 14th International Stirling Engine Conference and Exhibition. Netherlands.
- Stine, W. B. & Diver, R. B. (1994). A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology. California: Sandia National Laboratories.
- Thombare, D. G. & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1 - 38.
- Urieli, I. & Berchowitz, D. M. (1984). Stirling cycle engine analysis. Bristol: Adam Hilger Ltd.
- Walker, G. (1980). Stirling Engines clarendon press. Oxford.
- Wua, S. Y., Xiao, L., Cao, Y. & Li, Y. R. (2009). A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation. *Applied Energy*, 452 - 462.
- Youssef, T., Iskander, T. & Ben, N. (2008). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy*, 33, 1100 - 1114.